

В настоящей работе предлагается инженерная методика, основанная на прямом решении дифференциального уравнения упругой оси балки переменного сечения с учетом деформаций сдвига.

Для автоматического "включения-выключения" нагрузок в слагаемые приведенных выше зависимостей сомножителями вводятся логические операторы (напомним, что оператор принимает значение 1, если логическое выражение истинно, и 0 – если ложно). Таким же образом учитывается изменение геометрических параметров в случае переменного сечения. С целью обеспечения универсальности в рассматриваемой задаче сосредоточенные силы и моменты, а также координаты их приложения и т.п. задаются в виде векторов, что существенно облегчает выполнение процессов суммирования.

Опорные реакции в случаях сложного нагружения не известны. Поэтому первоначально в общем виде они включаются как внешние нагрузки, а затем определяются с использованием уравнений статики.

В качестве инструмента решения данного уравнения предлагается универсальная система математических расчетов Mathcad. Для непосредственного решения уравнения предлагается использовать блок функций "Given – Odesolve", позволяющий получить решение в аналитической форме, пригодное для всестороннего исследования и решения задач оптимизации.

Методика позволяет решить задачу в произвольной системе координат при произвольно изменяющейся нагрузке, с учетом податливости опорных узлов и применима для двухвалковых и многовалковых станов и сложных балок переменного сечения.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ ДИСКОВ ПИЛ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ СКОРОСТЯХ ПОДАЧИ 0,01 – 0,3 М/С

Е.А. Лоза, доцент, ПГТУ;
О.Е. Скрипченко, ст. гр. МЗ-07 ПГТУ.

На устойчивость и качество работы пил горячей резки проката сортовых цехов украинских металлургических заводов значительное влияние оказывает технический ресурс пильных дисков. Диски изготавливаются, в большинстве случаев, из относительно дешевой конструкционной углеродистой стали с содержанием углерода 0,50 – 0,65 % по технологии, известной ещё с начала 20-го века. Преждевременное истощение ресурса из-за усталостного разрушения дисков и их зубьев

- явление достаточно распространенное. Существующие технические предложения и методики не позволяют на этапе проектирования пильных дисков осуществить выбор основных геометрических параметров диска (шаг, высота зуба, передний угол, радиус впадины) с заданным техническим ресурсом и учетом комплекса параметров процесса раскроя проката (режимов резания, вида разрезаемого проката, конструктивных особенностей пилы и диска).

В связи с этим потребовалась разработка новых подходов к проектированию основных параметров режущей части диска, которые позволили бы исключить разрушения зубьев в зоне их основания и снизить трещинообразование в области впадин между зубьями еще на стадии проектирования пильного диска.

В основу расчетов при разработке метода положены найденные теоретическим путем силы резания и напряжения в области впадины и в основании зуба, для диапазона скоростей подачи диска от 0,01 до 0,3 м/с. Построены графические зависимости, позволяющие на этапе проектирования пильных дисков с заданным запасом циклической прочности осуществить выбор основных геометрических параметров режущей части диска, с учетом комплекса параметров процесса раскроя проката.

В качестве критериев, которые учитывались при разработке методики определения рациональных геометрических параметров, были выбраны: минимизация напряжений на дне впадины (при резке тупым зубом); минимизация окружной составляющей силы резания; обеспечение объема впадины требуемого для свободного размещения и выноса стружки (особенно важно для пил, работающих на повышенных скоростях подачи); обеспечение прочности зуба, гарантирующее надежную работу при порезке проката сплошных сечений; обеспечение максимального отвода тепла от вершины зуба; обеспечение циклической прочности впадин зубьев.

Одним из основных отличий предложенного метода от известных - применение (предложенного ранее авторами) критерия усталостной прочности диска в виде условия неперевышения напряжений в основании зуба σ_{H0} над напряжением во впадине σ_{Σ} ($\sigma_{H0} < 0,8 \cdot \sigma_{\Sigma}$). Это позволяет исключить наиболее опасный вид разрушения – скол зуба.

Показано, что при проектировании режущей части диска необходимо учитывать влияние режимов резания и геометрии зуба на напряжения в основании зуба (помимо напряжений во впадине).

Применение предложенной методики при выборе рациональной геометрии зуба позволит: решить задачу повышения технического ресурса дисков; обеспечить надежную работу пил горячей резки; выбрать и оценить основные геометрические параметры зубьев для

большинства пил следующих типов - салазковых, маятниковых и рычажных, работающих на металлургических комбинатах Украины.

ПРОЧНОСТЬ ШАРНИРА УНИВЕРСАЛЬНОГО ШПИНДЕЛЯ С УЧЕТОМ СМЕЩЕНИЯ РЕЗУЛЬТИРУЮЩИХ СИЛ

С.С. Данилов, доцент, к.т.н., ПГТУ.

Если проанализировать существующие методы расчета универсальных шпинделей на прочность, то можно сделать следующий вывод: расчеты, основанные на использовании теории упругости и сопротивления материалов, довольно точно учитывают геометрические характеристики сечений, но в то же время принимается почти интуитивно та или иная форма эпюры контактных давлений между элементами шарнира. Как известно от вида эпюры контактных давлений зависит расчетное положение результирующей силы в шарнире и её величина, а значит, в конечном счете, его расчетная прочность.

Это обстоятельство объясняется тем, что распределение контактных давлений зависит от многих факторов и до последнего времени этот вопрос не решен ни теоретически, ни достаточно точно экспериментально, что объясняется сложностью экспериментального определения распределения контактных давлений между элементами шарнира в особенности на промышленном оборудовании. В реальных условиях работы шпинделя, наличии относительного перемещения элементов шарнира друг относительно друга, значительной силы трения, а также зазоров между элементами шарнира, эпюры контактных давлений должны изменять свою форму, а, следовательно, место приложения и величина результирующей силы, принимаемой в расчетах на прочность, остается неизвестной.

В работе [1] выполнен анализ пространственного распределения сил и моментов на универсальном шпинделе. Показано, что при передаче крутящего момента на универсальный шпиндель, наклоненный под углом γ к оси прокатного или шестеренного вала, действуют изгибающие моменты, которые являются функциями:

- величины результирующей силы;
- плеча приложения этой силы;
- угла α поворота шпинделя от исходного положения;
- угла γ наклона шпинделя;
- передаваемого крутящего момента;